

DOI 10.15593/24111678/2016.01.08

УДК 629.114.2:62-85.4

А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. КлимовСибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ НЕРЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

При изучении динамической нагруженности элементов гидромеханических трансмиссий транспортно-технологических машин на примере гусеничного бульдозера на основе результатов предварительных расчетов и экспериментальных исследований их динамических параметров были обоснованы и построены расчетные динамические модели для основных рабочих передач. При этом учитывались наиболее значимые факторы: свойство гидротрансформатора отфильтровывать высокочастотные вынужденные колебания от изменения газового момента двигателя, что приводит к разъединению динамической модели гидромеханической трансмиссии на две части – моторную и трансмиссионную, а также неизбежное буксование на основных рабочих операциях в результате превышения тяговым усилием предельного касательного усилия, что приводит к разъединению системы «грунт – гусеница».

Дано подробное описание структуры динамической крутильной модели исследуемой трансмиссионной системы. Приведен подробный анализ результатов исследования одной из составляющих динамической нагруженности гидромеханической трансмиссий бульдозера – вынужденных нерезонансных крутильных колебаний наиболее нагруженных элементов. Анализ амплитудно-частотных характеристик элементов исследуемой гидромеханической трансмиссии показал, что характер зависимостей и характер распределения нагрузки по валопроводу от возмущений зубчатых зацеплений первой, второй и третьей пар шестерен коробки переменных передач (КПП), а также центральной передачи бульдозера примерно одинаковы. При этом наиболее тяжело нагружены детали заднего моста бульдозера, остальная часть трансмиссии нагружена сравнительно равномерно при более высокой нагруженности реверс-редуктора.

На основе полученных данных определена степень влияния вынужденных колебаний от основных возмущающих факторов на общий баланс динамической нагруженности элементов трансмиссии. Анализ амплитудно-частотных характеристик элементов исследуемой гидромеханической трансмиссии указывает на то, что гидротрансформатор значительно снижает общий уровень динамической нагруженности.

Ключевые слова: вынужденные колебания, динамическая нагруженность, динамическая модель, трансмиссия, крутильные колебания, амплитудно-частотные характеристики, гармонический коэффициент вынужденных колебаний, вычислительный эксперимент.

A.V. Struchkov, S.P. Eresko, T.T. Eresko, A.A. Klimov

Siberian State Aerospace University named after academician
M.F. Reshetnev, Krasnoyarsk, Russian Federation

ANALYSIS OF THE RESULTS OF THE STUDY INTERNALLY NONRESONANT TORSIONAL OSCILLATIONS IN HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

In the study of dynamic response elements of hydromechanical transmissions for transport-technological machines on the example of caterpillar bulldozer, based on the results of a preliminary calculation and experimental research of their dynamic parameters were grounded and built settlement dynamic models for basic working gear. Taking into account the most significant factors: property torque converter filter high frequency induced fluctuations from changes to gas the moment the engine that leads to separation of the dynamic model of hydromechanical transmission into two parts: the motor and transmission, as well as the inevitable slipping on major production operations as a result of exceeding the limit pulling force tangential efforts, leading to the separation system "ground – caterpillar".

The article gives a detailed description of the structure of the dynamic torsional models studied transmission system. In the work is a detailed analysis of the results of the study, one of the components of the dynamic response of the hydromechanical transmission bulldozer nonresonant torsional oscillations internally the most loaded elements. Analysis of amplitude-frequency characteristics of the items researched hydromechanical transmission showed that the nature of the dependency and load distribution along the perturbation of the gearing of the first, second and third pairs of gears transmission variables boxes, as well as central transmission bulldozer roughly the same. The most heavily loaded parts of the rear axle of a bulldozer, the rest of the drivetrain loaded relatively evenly with higher loading the reverse gearbox.

On the basis of the data defined by the degree of influence of the forced vibrations of the main disturbing factors on overall balance of dynamic response of transmission elements. Analysis of amplitude-frequency characteristics of the items researched hydromechanical transmission indicates that torque converter significantly reduces the general level of dynamic response.

Keywords: forced vibrations, dynamic response, dynamic model, transmission, torsional oscillations of amplitude-frequency characteristic, harmonic coefficient of forced vibration, computational experiment.

При изучении динамической нагруженности элементов гидромеханических трансмиссий транспортно-технологических машин на примере гусеничного бульдозера на основе результатов предварительных расчетов [1–9] и экспериментальных исследований [8, 10–15] их динамических параметров были построены расчетные динамические модели для основных рабочих I–IV передач.

На модели, представленной на рис. 1:

$m_1 (J_1)$ – привод топливного насоса высокого давления (ТНВД);

$m_2 (J_2)$ – привод гидронасосов НШ-46;

$m_3 (J_3)$ – цилиндропоршневая группа 1-го и 2-го цилиндров +
+ привод газораспределительного механизма (ГРМ);

$m_4 (J_4)$ – цилиндропоршневая группа 3-го и 4-го цилиндров;

$m_5 (J_5)$ – цилиндропоршневая группа 5-го и 6-го цилиндров;
 $m_6 (J_6)$ – маховик двигателя ЯМЗ-236 без учета муфты сцепления;
 $m_7 (J_7)$ – диск привода гидротрансформатора (ГТР) с резиновыми элементами в сборе;

$m_8 (J_8)$ – насосное колесо ГТР;

$m_9 (J_9)$ – турбинное колесо ГТР;

$m_{10} (J_{10})$ – фланец турбинного вала ГТР + тензозвено – кардан с круглым фланцем;

$m_{11} (J_{11})$ – вилка кардана;

$m_{12} (J_{12})$ – головка кардана;

$m_{13} (J_{13})$ – вилка кардана + шкив тормозка;

$m_{14} (J_{14})$ – промежуточный вал реверс-редуктора;

$m_{15} (J_{15})$ – блок реверса;

$m_{16} (J_{16})$ – подвижная шестерня первичного вала КПП с учетом шестерни реверса;

$m_{17} (J_{17})$ – 1/2 шестерен ($z = 21, z = 23$) + 1/2 первичного вала КПП + шестерни $z = 20, z = 27$;

$m_{18} (J_{18})$ – шестерня ($z = 37$) + 1/2 вторичного вала КПП + шестерня ($z = 35$) + шестерня ($z = 30, 33$) + 2 грязеуловителя;

$m_{19} (J_{19})$ – 1/2 вторичного вала КПП;

$m_{20} (J_{20})$ – ведомая шестерня центральной передачи + корона;

$m_{21}, m_{26} (J_{21}, J_{26})$ – водило с сателлитами;

$m_{22}, m_{27} (J_{22}, J_{27})$ – полуось + ведущая шестерня бортовой передачи + шкив центрального тормоза;

$m_{23}, m_{28} (J_{23}, J_{28})$ – ведомая шестерня бортовой передачи + 1/2 ступицы ведущего колеса;

$m_{24}, m_{29} (J_{24}, J_{29})$ – ведущее колесо + 1/2 ступицы ведущего колеса;

$m_{25}, m_{30} (J_{25}, J_{30})$ – гусеница + опорные катки + поддерживающие ролики + направляющее колесо;

$m_{31} (J_{31})$ – поступательно движущаяся масса трактора;

$m_{32} (J_{32})$ – поступательно движущаяся масса трактора.

Были выявлены и исследованы 8 наиболее значимых источников возмущения (рис. 1), что обуславливает большую трудоемкость расчета и анализа вынужденных колебаний [6–8, 16]:

- 1) изменение газового момента двигателя;
- 2) первая пара шестерен КПП;
- 3) вторая пара шестерен КПП;
- 4) третья пара шестерен КПП;

- 5) зубчатое зацепление центральной передачи;
- 6) зубчатое зацепление планетарного механизма поворота;
- 7) бортовые передачи трактора;
- 8) гусеничные зацепления движителя.

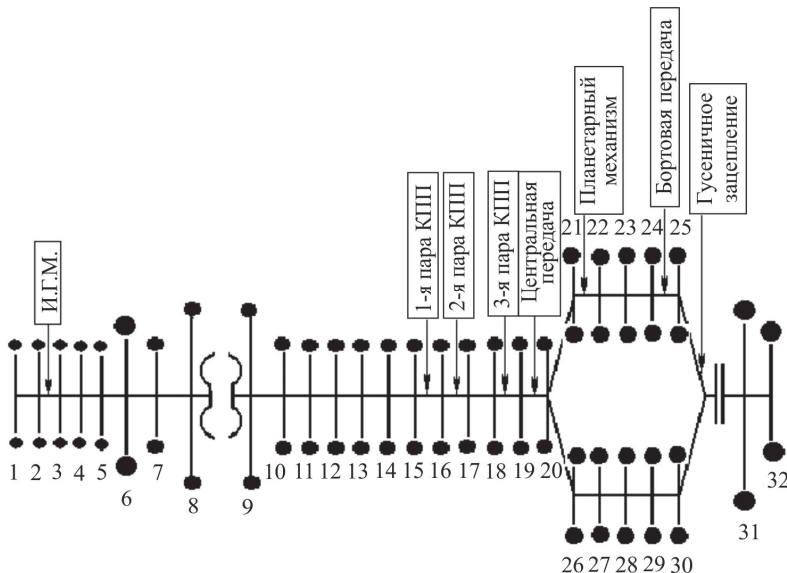


Рис. 1. Расчетная симметрично разветвленная динамическая модель гидромеханической трансмиссии гусеничного бульдозера с возмущающими факторами (1, 2, 3 ... 32 – порядковые номера масс $m_1, m_2, m_3 \dots m_{32}$)

Поскольку жесткость рабочей жидкости ГТР практически равна нулю, то он отфильтровывает высокочастотные вынужденные колебания от изменения газового момента двигателя и, таким образом, разъединяет динамическую модель гидромеханической трансмиссии трактора, как видно на рис. 1, на две части: моторную ($J_1 - J_8$) и трансмиссионную ($J_9 - J_{32}$).

Кроме того, на всех рабочих операциях, а именно – при резании, наборе и транспортировании грунта, часто наблюдается превышение тяговым усилием предельного касательного усилия, в результате чего происходит срыв грунта – буксование, и следовательно, система «грунт – гусеница» с поступательно движущимися массами бульдозера и трансмиссией трактора разъединяются.

Для выявления предела влияния поступательно движущихся масс трактора и бульдозера на крутильную колебательную систему были

проведены экспериментальные исследования по авторской методике [8, 14, 15].

В ходе экспериментальных исследований динамических характеристик грунтов [14], проводимых с целью исследования влияния внешней динамической подсистемы «грунт – гусеница» на динамическую нагруженность трансмиссии промышленного трактора при выполнении бульдозерных работ, было выявлено, что грунт сохраняет свои упругие свойства при тяговом усилии до 24–34 кН в зависимости от плотности грунта. А поскольку при выполнении работ бульдозером сила сопротивления грунта копания составляет 50 кН и выше [17], то при превышении тяговым усилием значения предельного касательного усилия происходит срыв грунта – буксование. В основном промышленные тракторы работают в зоне высоких тяговых усилий, при этом происходит интенсивное буксование до 30 % и динамическая подсистема «грунт – гусеница» разъединяется.

Динамическую модель можно представить в виде цепной 17-массовой модели (рис. 2).

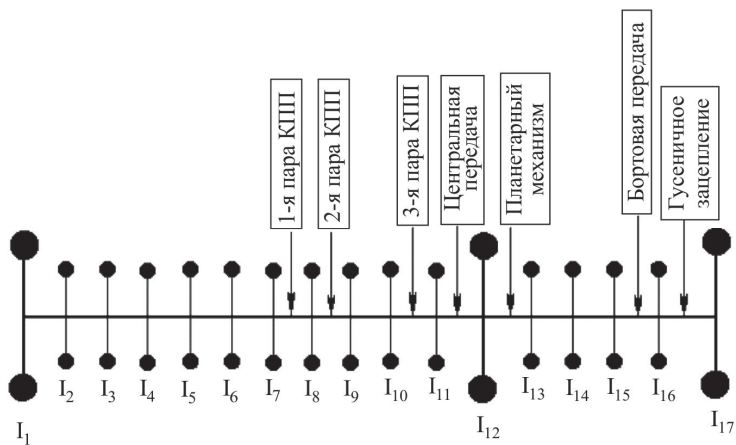


Рис. 2. Возмущающие факторы в гидромеханической трансмиссии бульдозера

На основе расчета представленной ранее [7, 8] математической модели для вынужденных колебаний с помощью программы АРМ GYDROTRANS II были получены амплитудно-частотные характеристики (рис. 3), расчетные числовые значения гармонического коэффициента влияния для гидромеханической трансмиссии. Обработка результатов вычислительного эксперимента проводилась методом математической статистики и статистической динамики.

Полученные результаты позволили оценить влияние на динамику каждого элемента гидромеханической трансмиссионной системы всех основных возмущающих факторов.

Анализ амплитудно-частотных характеристик наиболее нагруженных участков крутильной схемы гидромеханической трансмиссии при возбуждении ее различными возбуждающими моментами показал, что при воздействии на крутильную схему гидромеханической трансмиссии (ГМТ) гусеничными зацеплениями движителя (рис. 3) в сечении 16–17 амплитуды колебаний распределяются по валопроводу следующим образом: наиболее нагружены детали заднего моста (λ_{16} , λ_{14} , λ_{13}); КПП и карданная передача нагружены сравнительно равномерно; минимально нагружен турбинный вал ГТР, с повышением частоты возбуждения амплитуды колебаний стремятся к увеличению, характеристики остальных сечений схемы аналогичны описанным выше.

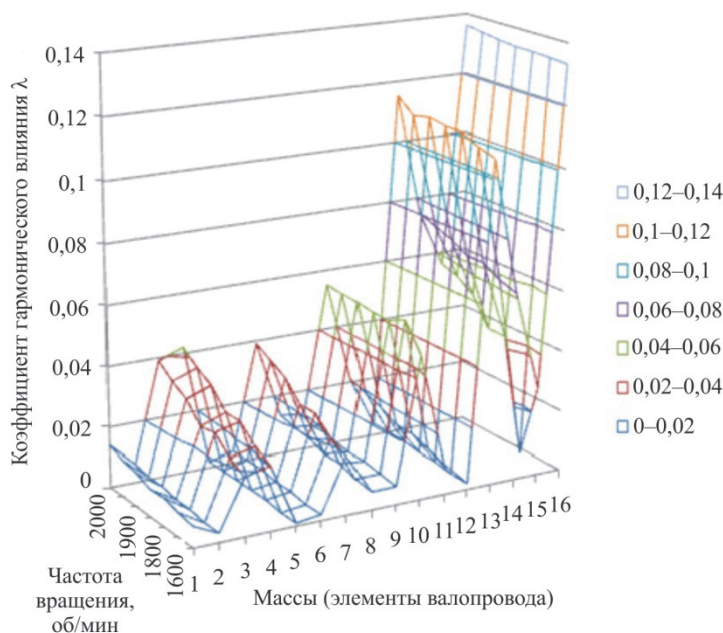


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики 17-массовой крутильной схемы гидромеханической трансмиссии при воздействии возмущающего фактора – гусеничного зацепления движителя

Возмущающий момент от зубчатых зацеплений бортовых передач приложен к участку 15–16 крутильной схемы. Под его воздействием сильно нагружены детали заднего моста трактора ($|\lambda_{13\max}| = 92 \cdot 10^{-7}$,

$|\lambda_{16\max}| = 38 \cdot 10^{-7}$, $|\lambda_{15\max}| = 25 \cdot 10^{-7}$). Турбинный вал ГТР, карданные передачи, КПП нагружены сравнительно равномерно, но гораздо меньше, чем задний мост. Из диаграмм амплитудно-частотных характеристик вынужденных колебаний от воздействия бортовых передач участков крутильной схемы видно, что с увеличением оборотов коленчатого вала двигателя коэффициенты гармонического влияния уменьшаются.

На участке крутильной схемы 12–13 приложен возбуждающий момент от зубчатых зацеплений планетарного механизма поворота; наиболее нагружены вынужденными колебаниями участки 13–14 и 16–17. Остальные участки крутильной схемы нагружены сравнительно равномерно. При этом максимальные амплитуды развиваются при $n_{\text{дв}} = 1800$ об/мин. Характер зависимости λ от $n_{\text{дв}}$ остается неизменным и для всех остальных участков крутильной схемы.

Распределение амплитуд по валопроводу и характер изменения λ от $n_{\text{дв}}$ при возбуждении крутильной схемы на участке 11–12 от зубчатого зацепления центральной передачи такие же, как и при воздействии на участке 12–13 схемы планетарного механизма поворота. Величины амплитуд отличаются также незначительно.

Характер зависимостей и характер распределения нагрузки по валопроводу от возмущений зубчатых зацеплений первой, второй и третьей пар шестерен КПП, а также центральной передачи трактора примерно одинаковы. При этом более тяжело нагружены детали заднего моста трактора, остальная часть трансмиссии нагружена сравнительно равномерно при несколько более высокой нагруженности реверс-редуктора.

На основе полученных данных определена степень влияния вынужденных колебаний от основных возмущающих факторов на общий баланс динамической нагруженности элементов трансмиссии. Сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик одних и тех же элементов двух типов трансмиссий (механической и гидромеханической) исследуемого бульдозера указывает на то, что гидротрансформатор не оказывает существенного влияния на распределение динамической нагрузки от различных возмущающих факторов по валопроводу, но значительно снижает общий уровень динамической нагруженности.

Анализ вынужденных колебаний в трансмиссии исследуемого трактора показал следующее:

1. В гидромеханической трансмиссии вынужденными колебаниями наиболее нагружены детали заднего моста трактора и карданной передачи.

2. В крутильной системе ДВС–ГТР вынужденными колебаниями наиболее нагружены детали привязки ГТР к двигателю.

3. Применение ГТР в трансмиссии гусеничного трактора тягового класса 40 кН позволяет в значительной степени уменьшить общий уровень динамической нагруженности, однако не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки от вынужденных колебаний по длине трансмиссии [18].

Список литературы

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

2. Бугаенко Г.А., Маланин В.В., Яковлев В.И. Основы классической механики. – М.: Высшая школа, 1999. – 366 с.

3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. – М.: Вышш. шк., 1980. – 408 с.

4. Ривин Е.И. Динамика привода станков. – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.

5. Климов А.А., Стручков А.В. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами // Вестник КрасГАУ. – 2008. – Вып. 2. – С. 204–209.

6. Исследование вынужденных нерезонансных колебаний в трансмиссии бульдозера / А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Тюмень, 2015. – С. 334–338.

7. Исследование вынужденных нерезонансных колебаний в трансмиссии бульдозера с помощью АРМ GYDROTRANS / А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2015. – № 2. – С. 119–134.

8. Стручков А.В. Исследование и совершенствование элементов гидромеханической трансмиссии гусеничного бульдозера: дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2009. – 179 с.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (GYDROTRANS-II) № 2011615364 (РФ) / С.П. Ереско,

А.В. Стручков, А.А. Климов, В.С. Кочкун, Т.Т. Ереско. – М.: РОСПАТЕНТ, 2011.

10. Климов А.А., Стручков А.В. Экспериментальное исследование демпфирующих свойств трансмиссии трактора класса 40 кН // Системы. Методы. Технологии. – 2011. – № 1. – С. 50–53.

11. Климов А.А., Стручков А.В. Исследование динамической нагруженности трансмиссии бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН на грунтах 1–2 категорий // Вестник КрасГАУ. – 2008. – № 1. – С. 201–206.

12. Стручков А.В., Климов А.А., Ереско Т.Т. Результаты экспериментальных исследований трансмиссии бульдозера на базе трактора ТП-4 // Системы. Методы. Технологии. – 2009. – № 4. – С. 34–37.

13. Результаты экспериментальных исследований крутильной податливости трансмиссии трактора / А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов // Решетневские чтения: материалы XVIII Междунар. науч. конф. – Красноярск, 2014. – Ч. 1 – С. 311–313.

14. Патент Российская Федерация № 2421704. Способ определения податливости грунта / С.П. Ереско, А.В. Стручков, Т.Т. Ереско, А.А. Климов, В.А. Меновщиков (РФ); Заявл. № 2010111317/28 (015912), приоритет 24.03.2010. Опубл. 20.06.2011. Бюл. № 17.

15. Патент Российская Федерация № 2520648. Способ определения податливости гидромеханической трансмиссии / С.П. Ереско, А.В. Стручков, Т.Т. Ереско, А.А. Климов (РФ). 2014. Бюл. № 18.

16. Математическое моделирование динамической нагруженности трансмиссионных систем с учетом диссипативных процессов / С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.В. Стручков, А.А. Климов, В.С. Кочкун // Строительные и дорожные машины. – 2013. – № 12. – С. 32–37.

17. К вопросу вывода формулы буксования гусеничного трактора общего назначения / В.А. Золотухин, А.П. Богатырев, А.А. Климов, П.А. Елизенцев // Совершенствование конструкций и повышение производительности тракторов и сельхозмашин: сб. науч. ст. / КСХИ, Красноярск, 1973. – С. 74–80.

18. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (GYDROTRANS) № 2011611028 (РФ) / С.П. Ереско, А.В. Стручков, А.А. Климов, В.С. Кочкун, Т.Т. Ереско (РФ). – М.: РОСПАТЕНТ, 2011.

References

1. Barskii I.B., Anilovich V.Ia., Kut'kov G.M. Dinamika traktora [Dynamics of tractor]. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 280 p.
2. Bugaenko G.A., Malanin V.V., Iakovlev V.I. Osnovy klassicheskoi mekhaniki [Fundamentals of classical mechanics]. Moscow: Vysshaia shkola, 1999. 366 p.
3. Terskikh V.P. Krutil'nye kolebaniia valoprovoda silovykh ustanovok [Torsional oscillations of propulsion shafting]. Moscow: Vysshaia shkola, 1980. 408 p.
4. Rivin E.I. Dinamika privoda stankov [Drive dynamics of machine tools]. Moscow: Mashinostroenie, 1966. 204 p.
5. Klimov A.A., Struchkov A.V. K voprosu opredeleniia podatlivosti gruntov pri postroenii dinamicheskikh modelei traktorov, agregatirovannykh bul'dozherami [To give the definition of soil when you build dynamic models of tractors, packaged by bulldozers]. *Vestnik Krasnoarskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2008, vol. 2, pp. 204-209.
6. Struchkov A.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Klimov A.A. Issledovanie vynuzhdennykh nerezonansnykh kolebani v transmissii bul'dozera [Study of nonresonant transmission of oscillations in forced bulldozer]. *Materialy mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Nazemnye transportno-tekhnologicheskie komplekсы i sredstva"*. Tiumen', 2015, pp. 334-338.
7. Struchkov A.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Klimov A.A. Issledovanie vynuzhdennykh nerezonansnykh kolebani v transmissii bul'dozera s pomoshch'iu APM GYDROTRANS [Study of forced oscillations in the nonresonant transmission bulldozer using APM GYDROTRANS]. *Transport. Transportnye sooruzheniia. Ekologiya*, 2015, no. 2, pp. 119-134.
8. Struchkov A.V. Issledovanie i sovershenstvovanie elementov gidromekhanicheskoi transmissii gusenichnogo bul'dozera [Study and improvement of caterpillar bulldozer hydromechanical transmission elements]. Thesis of Ph.D. dissertation. Krasnoarsk, 2009. 179 p.
9. Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S., Eresko T.T. Svidetel'stvo o gosudarstvennoi registratsii programmy dlia EVM (GYDROTRANS-II) [Certificate of state registration of a computer program GYDROTRANS-II]. Moscow: ROSPATENT, 2011, no. 2011615364 (Rossiiskaia Federatsiia).

10. Klimov A.A., Struchkov A.V. Eksperimental'noe issledovanie dempfirovanijskikh svoystv transmissii traktora klassa 40 kN [Experimental study of damping properties of the drivetrain tractor class 40 kN]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2011, no. 1, pp. 50-53.

11. Klimov A.A., Struchkov A.V. Issledovanie dinamicheskoi nagruzhennosti transmissii bul'dozernogo agregata na baze traktora klassa 40 kN na gruntakh 1-2 kategorii [Study of dynamic response of transmission bulldozer tractor-based unit of 40 kN on soil of 1-2 categories]. *Vestnik Krasnoarskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2008, no. 1, pp. 201-206.

12. Struchkov A.V., Klimov A.A., Eresko T.T. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy transmissii bul'dozera na baze traktora TP-4 [Experimental results transmission bulldozer tractor-based TP-4]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2009, no. 4, pp. 34-37.

13. Struchkov A.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Klimov A.A. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy krutil'noi podatlivosti transmissii traktora [Experimental results of torsional flexibility of transmission of the tractor]. *Materialy XVIII Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii "Reshetnevskie chteniia"*. Krasnoarsk, 2014, Iss. 1, pp. 311-313.

14. Eresko S.P. [et al.] Sposob opredeleniia podatlivosti grunta [Way to determine the susceptibility of soil]. *Patent 2421704 Rossiiskaia Federatsiia*.

15. Eresko S.P. [et al.] Sposob opredeleniia podatlivosti gidromekhanicheskoi transmissii [Way to determine the susceptibility of hydromechanical transmission]. *Patent 2520648 Rossiiskaia Federatsiia*.

16. Eresko S.P., Eresko T.T., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskoi nagruzhennosti transmissionnykh sistem s uchetom dissipativnykh protsessov [Mathematical modeling of dynamic response of transmission systems taking into account the dissipative processes]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2013, no. 12, pp. 32-37.

17. Zolotukhin V.A., Bogatyrev A.P., Klimov A.A., Elizentsev P.A. K voprosu vyvoda formuly buksovaniia gusenichnogo traktora obshchego naznacheniiia naznacheniya [To question the formula output skidding caterpillar tractor/general purpose/improvement designs and improve the performance of tractors and agricultural machinery]. *Sbornik nauchnykh statei "Sovershenstvovanie konstruktssii i povyshenie proizvoditel'nosti traktorov i sel'khoz mashin"*. Krasnoarskii sel'skokhozyaistvennyi institut, 1973, pp. 74-80.

18. Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S., Eresko T.T. Svidetel'stvo o gosudarstvennoi registratsii programmy dlia EVM (GYDROTRANS) [Certificate of state registration of a computer program GYDROTRANS]. Moscow: ROSPATENT, 2011, no.2011611028 (Rossiiskaia Federatsiia).

Получено 04.02.2016

Об авторах

Стручков Алексей Валентинович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (Россия, 660014, Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: str-alex-v@mail.ru).

Ереско Сергей Павлович – доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева, член-корреспондент САН ВШ, эксперт системы сертификации ГОСТ Р, заслуженный изобретатель РФ (Россия, 660014, Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: eresko07@mail.ru).

Ереско Татьяна Трофимовна – доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (Россия, 660014, Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: erescott@mail.ru).

Климов Анатолий Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (Россия, 660014, Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: anatoly.klimoff2013@yandex.ru).

About the authors

Aleksei V. Struchkov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: str-alex-v@mail.ru).

Sergei P. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev, Corresponding member. SAN VSH, GOST R Certification system Expert, Honoured inventor of Russian Federation (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: eresko07@mail.ru).

Tat'iana T. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: ereskott@mail.ru).

Anatolii A. Klimov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: anatoly.klimoff2013@yandex.ru).